

М 86730

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ  
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

ОНИКЕНА Ивана Ансена

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАМ  
ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Специальности 05.05.03 - Автомобили и тракторы  
01.02.08 - Динамика, прочность машин,  
приборов и аппаратуры

**АВТОРЕФЕРАТ**

диссертации на соискание учёной степени  
кандидата технических наук

Москва - 1982

Работа выполнена на кафедре строительной механики и сопротивления материалов Московского автомобильно-дорожного института и в лаборатории прочности тракторных конструкций НПО НАТИ.

Научные руководители - доктор технических наук,  
профессор Демьянушко И.В. ;  
- доктор технических наук,  
профессор Дмитриченко С.С.

Официальные оппоненты: - Доктор технических наук,  
профессор Вафин Р.К.  
- Кандидат технических наук  
Белокуров В.Н.

Ведущая организация - Научно-производственное объединение по сельскохозяйственному машиностроению НПО ВИСХОМ

Защита диссертации состоялась " " 1982 г.  
в \_\_\_\_\_ час \_\_\_\_\_  
К 053.15.10 \_\_\_\_\_  
ческом униг \_\_\_\_\_  
манская ул. \_\_\_\_\_  
С \_\_\_\_\_  
ковского \_\_\_\_\_  
Н.Э.Баумана \_\_\_\_\_

Авторе

Учёный секре  
специализиро  
доктор техни  
профессор

486730

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Рама автомобилей, тракторов, комбайнов, прицепов и других мобильных машин представляют собой сложные пространственные конструкции. В то же время рама - подсистема ещё более сложной динамической системы, какой является мобильная машина, работающая в условиях дорог и полей со случайными микропрофилями. Поэтому напряженное состояние рамы зависит не только от её конструкции и взаимодействия с другими элементами машины, но и от режимов и условий использования машин. До настоящего времени сложная научно-техническая задача оценки долговечности рам на стадии проектирования решена не полностью. Следовательно, разработка методов прочностного анализа конструкций рам тракторов (и других машин) для обеспечения требований к их металлоемкости и долговечности является актуальной задачей.

Цель работы - создание метода оценки на стадии проектирования напряженного состояния и усталостной долговечности рамы гусеничного сельскохозяйственного трактора с индивидуальной упругой подвеской с учётом условий эксплуатационного нагружения.

Объект исследования. Рама сельскохозяйственного гусеничного трактора Т-250 класса 5 т с шестикатковой (с каждой стороны) торсионной подвеской.

Методы исследования. Методы теории вероятностей и математической статистики, теории случайных процессов, вычислительного эксперимента, накопления усталостных повреждений, метод конечных элементов (МКЭ).

Научная новизна. Новый метод расчёта на прочность рамы гусеничных сельскохозяйственных тракторов с учётом многовариантного подхода к условиям нагружения. Установлены закономерности влияния различных моделей рамы на точность расчёта напряженного состояния. Новый метод оценки долговечности рам на стадии проектирования на основе расчётов МКЭ, априорной информации о статистических закономерностях нагружения и свойствах распределений долговечности рам.

Достоверность результатов подтверждена сопоставлением расчётных величин напряжений в раме с данными экспериментальных исследований.

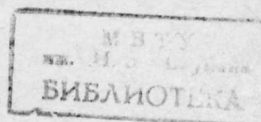
Практическая ценность работы. Обоснованы рекомендации по применению метода расчёта на прочность рам гусеничных сельскохозяйственных тракторов с индивидуальной упругой под-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1086730

Ониетема И.А. Расчет на п



веской, по выбору конечно-элементных моделей рам при расчёте МКЭ, по расчёту на усталость и совершенствованию конструкции рамы трактора Т-250.

Апробация и публикация работы. Результаты исследований были доложены, обсуждены и одобрены на заседаниях кафедры строительной механики и сопротивления материалов МАДИ в 1989-1992 г.г. Диссертационная работа была заслушана и одобрена на научном семинаре кафедры "гусеничные машины" МГТУ имени Н.Э.Баумана (1992 г.).

По результатам работы сдана 1 статья в журнал "Тракторы и сельскохозяйственные машины" общим объёмом 18 печатных страниц.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, общих выводов, списка литературы из 128 наименований и приложений. Объём диссертации составляет 221 с. машинописного текста, включая 28 рисунков, 25 таблиц и 8 приложений.

### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность темы диссертации, приведены основные положения, которые выносятся на защиту.

В первой главе приведен обзор исследований режимов эксплуатационного нагружения рам сельскохозяйственных тракторов и автомобилей. Отмечено, что наибольшее повреждающее воздействие на несущие системы гусеничных тракторов оказывают транспортные работы и крутые повороты.

Значительный вклад в развитие расчёта рам автомобилей и тракторов внесли А.А.Лапин, Н.Ф.Бочаров, Д.Б.Гельфгат, В.А.Ошников, С.С.Дмитриченко, Ф.Р.Геккер, Э.Я.Филатов, М.Н.Закс, В.Н.Белокуров, Д.Н.Спицына и др. Существенно повышена точность оценок случайной нагруженности и расчетов на усталость деталей машин в результате работ С.В.Серенсена, Д.Н.Решетова, В.В.Болотина, В.П.Когаева, А.П.Гусенкова, В.С.Стреляева, В.А.Светлицкого, Р.К.Вафина, Л.В.Коновалова, С.С.Дмитриченко, А.С.Гусева, В.Вейбулла, А.Козна, П.Виршинга, А.Шехата и др. Исследования показали, что большинство разрушений рам в эксплуатации носит усталостный характер, а эксплуатационная нагруженность характеризуется случайными процессами, поэтому обеспечение надёжности рам должно основываться на оценках статической и усталостной прочности.

В результате обзора сформулированы частные задачи работы: 1) Обоснование схем нагружения рамы для оценки напряжен-

ного состояния элементов конструкции. 2) Определение влияния различных допущений при построении конечно-элементной модели рамы на точность расчёта напряжённого состояния. 3) Сопоставление расчётных и экспериментальных величин напряжений и обоснование рекомендаций по расчёту рам МКЭ. 4) Исследование напряжённого состояния усовершенствованной конструкции рамы и обоснование рекомендаций. 5) Оценка нагруженности и усталостной долговечности рам на основе статистических закономерностей случайного нагружения и распределений долговечностей рам, обоснование рекомендаций для расчётов на стадии проектирования.

Вторая глава посвящена обоснованию расчётных схем рамы. При составлении упрощённой расчётной схемы приняты следующие допущения: лонжерон имеет постоянное сечение по длине; каждый поперечный брус представлен одним стержнем; приваренные пластины крепления дизеля, кабины, передних крыков, опор поперечных брусков и торсионов, опор направляющего колеса, кронштейнов натяжного устройства, корпуса заднего моста не учитываются; жёсткость корпуса заднего моста равна бесконечности; скос переднего конца лонжерона учтён уменьшением длины лонжерона; напряжения стесненного кручения не определяются (поскольку элементы рамы имеют замкнутый профиль).

Допущения уточнённой расчётной схемы: жёсткость корпуса заднего моста равна бесконечности; напряжения стесненного кручения не учитываются; жёсткости кронштейна крепления заднего моста и переднего конца лонжерона определены для усреднённого сечения; сварные соединения стержней идеально жесткие; стержни, образующие узел, сходятся в точке центра узла; пластины крепления кабины не учитываются.

Опоры торсионов и рычаги, соединяющие опорные катки с рамой, моделируются как стержни бесконечной жёсткости. Примеры расчётных схем рамы представлены на рис. 1...3. Упрощённая схема стержневой конечно-элементной модели состоит из 170 элементов, 164 узлов и имеет 984 степени свободы; уточнённая схема - из 387 элементов, 353 узлов и имеет 2112 степеней свободы.

Рассмотрены следующие режимы нагружения: 1. Переезд трактором неровностей при: а) движении без навесного орудия; б) движении с задним навесным орудием в транспортном положении; в) движении с передним и задним навесными орудиями в транспортном положении. 2. Крутой поворот трактора: а) без навесного орудия; б) с задним навесным орудием в транс-

портном положении; в) с передним и задним навесными орудиями в транспортном положении.

При рассмотрении переезда неровностей приняты допущения: движение трактора установившееся и прямолинейное; касательная сила тяги параллельна опорной поверхности гусениц; высота неровности больше полного хода подвески; момент от карданного вала и крюковая сила не учитываются. На раму действуют (рис.1;2): сила тяги  $R_k$ ; силы веса  $G_i$ , где  $i$  - номер массы элемента трактора; усилие предварительного натяжения гусеничного обвода  $R_h$ ; силы сопротивления движению  $R_{f/2}$ ,  $R_{f/4}$ . При переносе сил  $R_k$ ,  $R_{f/2}$  и  $R_{f/4}$  в плоскость рамы добавляются соответствующие моменты от их переноса.

При рассмотрении крутого поворота трактора приняты допущения: трактор движется по горизонтальной поверхности; поворот установившийся; касательные силы тяги параллельны опорной поверхности; силы инерции не учитываются ввиду малых скоростей движения; предварительное натяжение гусениц не учитывается; силы сопротивления движению забегающей и отстающей гусениц принимаются постоянными; момент от карданного вала и крюковая сила не учитываются. На раму действуют (рис.3): касательные силы тяги забегающей  $P_2$  и отстающей гусениц  $P_1$ ; силы сопротивления забегающей  $R_{f2}$  и отстающей гусениц  $R_{f1}$ ; силы веса  $G_i$ ; вертикальные реакции на опорных катках  $R_i$ , боковые силы реакции  $S_i$ , уравновешивающие моменты поворота трактора. При переносе сил  $P_2$ ,  $P_1$ ,  $R_{f2}$ ,  $R_{f1}$ ,  $S_i$  в плоскость рамы добавляются соответствующие моменты от их переноса.

В диссертации обоснованы принятые допущения по расчётным схемам рам и действующим нагрузкам.

Для исследования напряженного состояния рамы использован МКЭ, который является математической основой для создания программы, позволяющей полностью автоматизировать процесс построения и решения систем вариационно-разностных уравнений. Расчёты проведены с применением программы прочностного анализа "БАЗИС", предназначенной для решения широкого класса задач линейной статике, динамики и термоупругости с применением современных ЭВМ РС АТ 286, 386. Исследование позволило установить следующее.

Для переезда трактором неровностей без навесного орудия из рассмотренных 79 вариантов трёхточечного и четырёхточечного расположения трактора на опорных катках при упрощённой расчётной схеме выявлен вариант с наибольшими нагрузками (рис.1). Оценка напряженного состояния проводилась по энергетической теории с учетом напряжений изгиба и кручения.

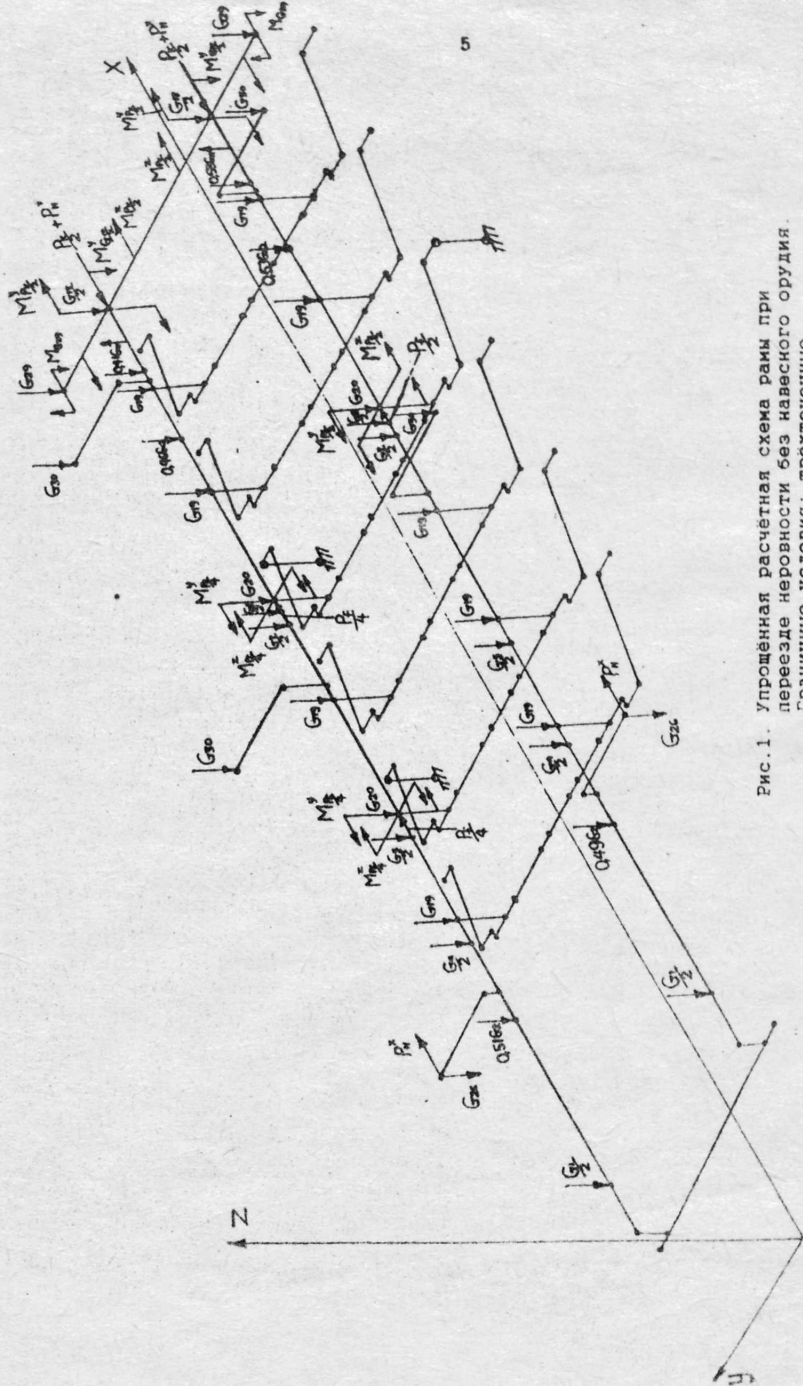


Рис. 1. Упрощенная расчетная схема рамы при  
переезде неровности без навесного орудия.  
Граничные условия: трехточечные.



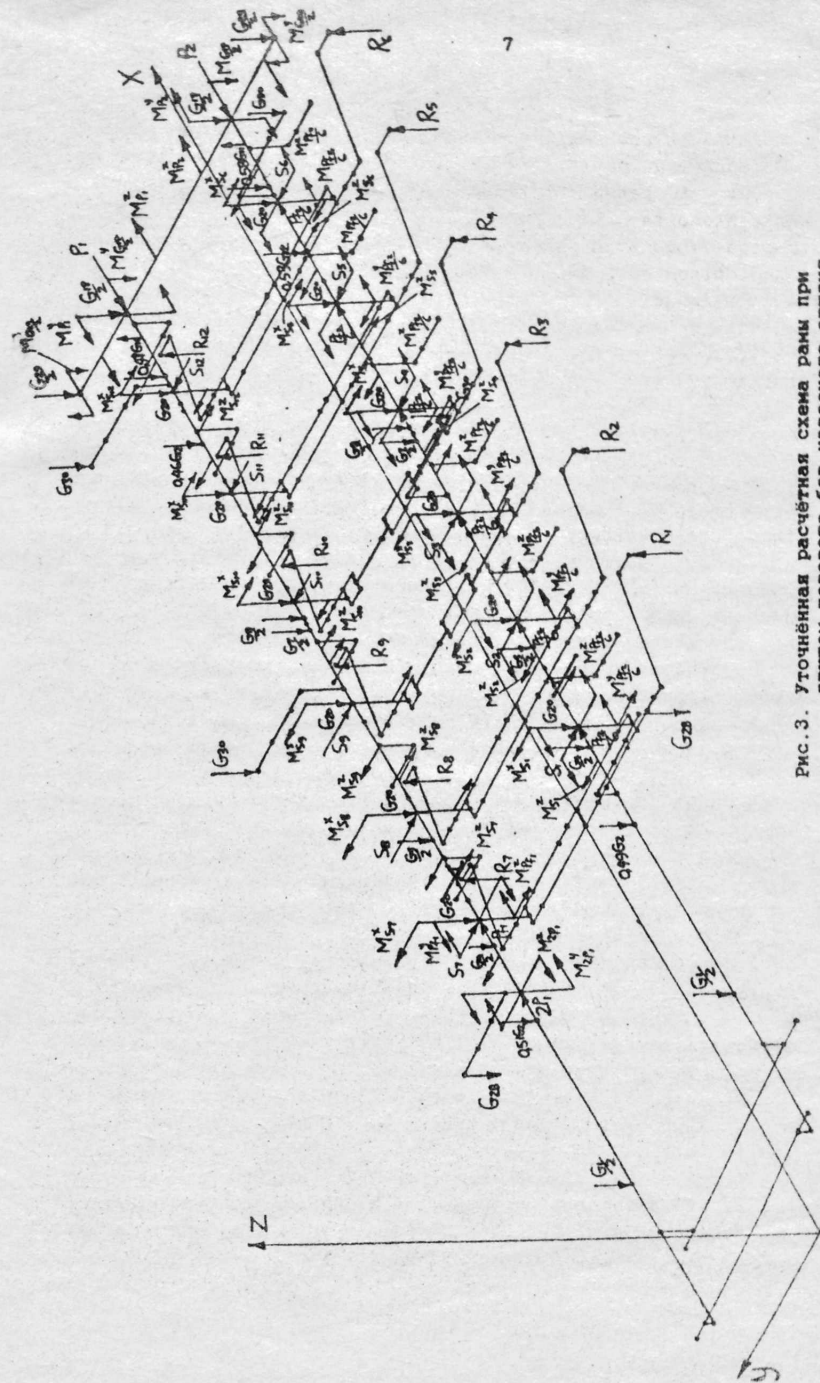


Рис. 3. Уточнённая расчётная схема рамы при крутом повороте без навесного орудия.

Максимальное эквивалентное напряжение возникает при трёхточечном расположении трактора в элементе 114. Величина эквивалентных напряжений равна  $23,1 \text{ кгс/мм}^2$  в начале и  $15,0 \text{ кгс/мм}^2$  в конце элемента.

Для переезда трактором неровностей с задним навесным орудием в транспортном положении из рассмотренных 88 вариантов трёхточечного и четырёхточечного расположения трактора на опорных катках при упрощенной расчётной схеме выявлен вариант с наибольшими нагрузками. Максимальное эквивалентное напряжение равно  $28,2 \text{ кгс/мм}^2$  в начале и  $27,8 \text{ кгс/мм}^2$  в конце элемента 158.

Для переезда неровностей трактором с задним и передним орудиями в транспортном положении из рассмотренных 76 вариантов трёхточечного и четырёхточечного расположения трактора на опорных катках выявлен вариант с наибольшими нагрузками. Максимальное эквивалентное напряжение равно  $33,1 \text{ кгс/мм}^2$  в начале и  $22,9 \text{ кгс/мм}^2$  в конце элемента 114. При этом нормальные напряжения равны  $33,1 \text{ кгс/мм}^2$  и  $22,8 \text{ кгс/мм}^2$  и касательные напряжения равны  $0,27 \text{ кгс/мм}^2$  и  $0,27 \text{ кгс/мм}^2$  соответственно в начале и конце данного элемента.

Варианты наибольшего нагружения рамы при различных способах агрегатирования трактора при переезде неровностей, определённые по уточненной расчётной схеме, представлены в табл.1. Результаты расчёта напряженного состояния рамы при крутом повороте при различных способах агрегатирования по уточненной расчётной схеме даны в табл.2. Из анализа данных таблиц следует, что режим переезда неровностей характеризуется более высоким уровнем напряжений, чем режим поворота. При агрегатировании трактора передним и задним навесными орудиями величины эквивалентных напряжений выше, чем при других вариантах агрегатирования.

Сопоставлением расчётных и экспериментальных величин эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных зонах рамы при упрощенной и уточненной расчётных схемах с учетом коэффициентов динамичности ( $K_d=1,5$ ) установлено, что при переезде неровностей с передним и задним орудиями в транспортном положении расхождение этих величин находится в диапазоне 61 - 74% по упрощенной схеме и 18 - 38% по уточненной расчётной схеме (табл.3);

Уровень напряжений при переезде неровностей является достаточно высоким и существенно превышает величину предела выносливости, что объясняет появление трещин усталости в раме при эксплуатационных испытаниях.

Таблица

Величины эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных зонах лонжеронов серийной конструкции рамы при переезде трактором неровности по уточненной расчетной схеме

| Номер конечного элемента | Зона рамы        | Расчетные величины эквивалентных напряжений кгс/мм <sup>2</sup> |                |                  |               |                            |                |
|--------------------------|------------------|-----------------------------------------------------------------|----------------|------------------|---------------|----------------------------|----------------|
|                          |                  | Без орудия                                                      |                | С задним орудием |               | С передн. и задн. орудиями |                |
|                          |                  | в начале                                                        | в конце        | в начале         | в конце       | в начале                   | в конце        |
| 67                       | Первая опора     | 0,86                                                            | 0,94           | 0,99             | 1,07          | 3,41                       | 3,54           |
| 214<br>203               | За III опорой    | 2,92<br>2,87                                                    | 3,05<br>2,74   | 2,76<br>4,51     | 2,95<br>3,99  | 6,04<br>5,83               | 6,24<br>5,45   |
| 330                      | Шестая опора     | 4,41                                                            | 4,14           | 5,12             | 5,47          | 7,23                       | 6,86           |
| 141<br>130               | Перед III опорой | 5,51<br>12,02                                                   | 6,65<br>10,61  | 5,22<br>14,48    | 6,57<br>12,21 | 12,86<br>24,14             | 14,75<br>21,29 |
| 265<br>271               | Пятая опора      | 12,05<br>11,28                                                  | 11,28<br>10,69 | 5,16<br>5,63     | 5,63<br>5,99  | 18,12<br>17,14             | 17,14<br>16,39 |

Таблица 2  
 Величины эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных зонах лонжеронов серийной конструкции рамы при кругом повороте трактора по уточненной расчетной схеме

| Номер конечного элемента | Зона рамы        | Расчетные величины эквивалентных напряжений кгс/мм <sup>2</sup> |              |                  |               |                            |                |
|--------------------------|------------------|-----------------------------------------------------------------|--------------|------------------|---------------|----------------------------|----------------|
|                          |                  | Без орудия                                                      |              | С задним орудием |               | С передн. и задн. орудиями |                |
|                          |                  | в начале                                                        | в конце      | в начале         | в конце       | в начале                   | в конце        |
| 67                       | Первая опора     | 3.90                                                            | 3.85         | 4.45             | 4.41          | 5.63                       | 5.61           |
| 214                      | 3а III           | 2.68                                                            | 2.41         | 3.98             | 3.76          | 4.93                       | 4.59           |
| 203                      | опорой           | 4.37                                                            | 4.23         | 4.96             | 4.98          | 7.02                       | 6.91           |
| 330                      | Шестая опора     | 1.94                                                            | 1.79         | 3.67             | 3.41          | 3.52                       | 3.21           |
| 141<br>130               | Перед III опорой | 6.93<br>13.28                                                   | 6.16<br>12.8 | 9.53<br>14.98    | 9.20<br>14.85 | 13.33<br>20.23             | 12.57<br>19.71 |
| 265<br>271               | Пятая опора      | 5.96<br>5.33                                                    | 5.33<br>4.85 | 9.80<br>8.75     | 8.75<br>7.95  | 9.27<br>8.54               | 8.54<br>7.99   |

Таблица 3.

Сопоставление расчетных и экспериментальных величин напряжений в лонжеронах серийной переезде трактором неровности с передним и задним навесными орудиями по расчетным схемам опорные катки 4-10-8; условные точки упрощенной схемы: 109-110-60; основные точки уточненной схемы: 219-220-104;

| Расчетная<br>схема   | Номер<br>конечного<br>элемента | Зона<br>рамы    | Номер<br>датчика<br>на раме | Величины эквивалентных<br>напряжений в эксплуата-<br>ции кгс/мм <sup>2</sup> | Расчетные эквивалентные<br>напряжения при коэффици-<br>енте дин-ти 1,5 кгс/мм <sup>2</sup> | Расхождение<br>% |
|----------------------|--------------------------------|-----------------|-----------------------------|------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|------------------|
| Упро-<br>щен-<br>ная | 40                             | Первая<br>опора | 65                          | 6,29                                                                         | 15,98                                                                                      | 61               |
|                      | 89                             | Третья<br>опора | 38                          | 6,49                                                                         | 24,13                                                                                      | 73               |
|                      | 90                             | Шестая<br>опора | 38 <sup>1</sup>             | 6,70                                                                         | 23,86                                                                                      | 72               |
|                      | 137                            | Шестая<br>опора | 6                           | 6,34                                                                         | 24,16                                                                                      | 74               |
| Уточ-<br>нен-<br>ная | 67                             | Первая<br>опора | 65                          | 6,29                                                                         | 5,31                                                                                       | 18               |
|                      | 214                            | Третья<br>опора | 38                          | 6,49                                                                         | 9,36                                                                                       | 31               |
|                      | 203                            | Шестая<br>опора | 38 <sup>1</sup>             | 6,70                                                                         | 8,17                                                                                       | 18               |
|                      | 330                            | Шестая<br>опора | 6                           | 6,34                                                                         | 10,29                                                                                      | 38               |

Третья глава посвящена обоснованию рекомендаций по совершенствованию конструкции рамы. Предложено в качестве основного мероприятия изменить конструкцию рамы: между кронштейнами первой, второй, третьей, четвертой, пятой и шестой опор торсионов развить кронштейны упоров так, чтобы они соединяли соседние кронштейны опор в единую пространственную конструкцию. Положительным фактором такого решения является применение для крепления кронштейнов упоров торсионов стыковых сварных соединений, создающих наименьшую концентрацию напряжений по сравнению с другими видами сварных соединений. Кроме того, рекомендована доработка по известным правилам конструкций вспомогательных накладок на верхней полке донхерона, которые существенно снижают сопротивление усталости из-за высокой концентрации напряжений.

Исследовано напряженное состояние усовершенствованной конструкции рамы при режимах, рассмотренных в главе 2. Результаты расчётов представлены в табл. 4. Сопоставление расчётных величин эквивалентных напряжений в сравниваемых конструкциях рамы показало, что при переезде трактором неровности с передним и задним орудиями напряжения снижены на 29% в зоне первой опоры, на 65 и 64% в зоне третьей опоры, на 30 и 42% в зонах шестой, пятой опор.

В четвертой главе рассмотрен метод оценки долговечности рам на стадии проектирования на основе расчёта МКЭ, априорной информации о статистических закономерностях нагружения рам тракторов и свойствах распределений долговечности рам.

Использовано известное выражение для средней величины накопленного повреждения в единицу времени

$$D = \int_{\sigma_{\min}}^{\sigma_{\max}} n_{\sigma} f(\sigma) d\sigma / [N(\sigma)], \quad (1)$$

где  $\sigma_{\min} = \alpha \bar{\sigma}_R$  - минимальная амплитуда напряжений (при  $\alpha = 0,5$ ) для конструкции с развивающимися трещинами;  $\sigma_{\max}$  - максимальная амплитуда напряжений, учитываемая в расчёте;  $n_{\sigma}$  - среднее число полных циклов за единицу времени;  $f(\sigma)$  - плотность вероятностей распределения полных циклов амплитуд;  $N(\sigma)$  - степенное уравнение кривой усталости с параметрами:  $\bar{\sigma}_R$  - средняя величина предела выносливости,  $N_G$  - абсцисса точки перегиба кривой усталости,  $m$  - показатель степенного уравнения для вероятности  $P = 0,5$ .

Как показано в трудах ряда исследователей, удовлетворительное согласие с эмпирическими распределениями дает распределение Вейбулла с плотностью вероятностей

Таблица

Величины эквивалентных напряжений в наиболее нагруженных зонах лонжеронов усовершенствованной конструкции рамы при переезде трактором неровности по уточненной расчетной схеме

| Номер конечного элемента | Зона рамы        | Расчетные величины эквивалентных напряжений кгс/мм <sup>2</sup> |              |                  |              |                            |              |
|--------------------------|------------------|-----------------------------------------------------------------|--------------|------------------|--------------|----------------------------|--------------|
|                          |                  | Без орудия                                                      |              | С задним орудием |              | С передн. и задн. орудиями |              |
|                          |                  | в начале                                                        | в конце      | в начале         | в конце      | в начале                   | в конце      |
| 67                       | Первая опора     | 0.62                                                            | 0.66         | 0.75             | 0.824        | 2.39                       | 2.51         |
| 214<br>203               | За III опорой    | 2.88<br>2.72                                                    | 3.01<br>2.59 | 2.71<br>4.39     | 2.87<br>3.89 | 5.88<br>5.67               | 6.07<br>5.22 |
| 330                      | Шестая опора     | 3.07                                                            | 2.94         | 3.47             | 3.70         | 4.91                       | 4.68         |
| 141<br>130               | Перед III опорой | 1.91<br>4.31                                                    | 2.24<br>3.88 | 1.71<br>5.41     | 2.04<br>4.75 | 4.64<br>8.81               | 5.16<br>7.95 |
| 265<br>271               | Пятая опора      | 7.15<br>6.62                                                    | 6.62<br>6.22 | 3.00<br>3.06     | 3.06<br>3.26 | 10.6<br>9.96               | 9.96<br>9.47 |

$$f(\sigma) = b a^{-b} \sigma^{b-1} \exp[-(\sigma/a)^b], \quad (2)$$

где  $a$  и  $b$  - параметры масштаба и формы, связанные со статистическими характеристиками распределения (математическим ожиданием  $E$  и коэффициентом вариации  $V$ ) соотношениями

$$E = a \Gamma(1 + 1/b), \quad (3)$$

$$V = \sqrt{\Gamma(1+2b)/\Gamma^2(1+1/b) - 1}, \quad (4)$$

где  $\Gamma$  - гамма-функция.

Проведенный в НПО НАТИ анализ значительного числа случайных процессов напряжений в рамах и других металлоконструкциях мобильных машин (более 10000 процессов) показал, что коэффициент вариации  $V$  распределений амплитуд полных циклов изменяется в пределах 0,3 - 1,2. В этом диапазоне изменения коэффициента  $V$  величины  $a$  и  $b$  с достаточной для практики точностью (до 2%) определяются выражениями

$$b = V^{-1,079}, \quad (5)$$

$$a = E/(0,55V^2 - 0,57V + 1,02), \quad (6)$$

в которых  $a$  и  $b$  явно зависят от  $V$ .

Используя степенное уравнение кривой усталости, выражения (1) и (2), запишем формулу для оценки средней долговечности деталей (при сумме относительных долговечностей, равных единице) в виде

$$\bar{T} = \frac{1}{D} = \frac{N_G (\bar{\sigma}_R/a)^m}{\pi \Gamma(n/2) \Delta P}, \quad (7)$$

где  $n=2(1+m/b)$ ;  $\Delta P$  - разность значений функции вероятностей распределения  $\chi^2$

$$\Delta P = P[2(\sigma_{\min}/a)^b, n] - P[2(\sigma_{\max}/a)^b, n]. \quad (8)$$

Упростим формулу (8), приняв допущение о том, что  $\Delta P \approx 1$  можно корректно использовать только при  $b > 2$ . В случаях, когда  $b \leq 2$ , меньшую погрешность расчёта обеспечивает  $\Delta P = 0,85$ .

Учитывая рассмотренные упрощения и используя формулу Стирлинга, формулу (7) запишем в виде

$$\bar{T} = \frac{135,2 N_G [\bar{\sigma}_R (0,55V^2 - 0,57V + 1,02)/E]^m}{\pi [24x(12x+1) + 1]} \chi^{25x} e^x, \quad (8)$$

где

$$x = 1 + mV^{1,079}, \quad 135,2 = 288/(0,85\sqrt{2\pi}).$$

Используем параметры кривой усталости рамы трактора ДТ-75М, близкой по конструкции раме трактора Т-250: в момент образования трещин  $\bar{\sigma}_R = 2,4$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $m = 4,48$ ;  $N_G = 5 \cdot 10^6$  циклов; в момент возникновения предельного состояния  $\bar{\sigma}_R = 2,7$  кгс/мм<sup>2</sup>,  $m = 4,39$ ;  $N_G = 5 \cdot 10^6$  циклов.

Основные идеи предлагаемого метода оценки на стадии проектирования долговечности рам сельскохозяйственных тракторов: 1) Математическое ожидание  $E$  амплитуд полных циклов равно средним значениям напряжений, определенным в результате расчёта МКЭ напряженного состояния элементов рамы. 2) Величина среднего числа полных циклов за единицу времени  $\Pi_{\text{ц}}$  определяется на основании следующих соображений: коэффициент нерегулярности  $\chi$  случайного процесса напряжений находится в диапазоне (0,20 - 0,98) и представляет собой отношение среднего числа пересечений среднего уровня напряжений к среднему числу экстремумов в единицу времени ( $\chi = n_0/n_2$ ), частота свободных и вынужденных колебаний поддрессоренных масс тракторов на упругой подвеске лежит в диапазоне 1,2 - 5 Гц. Если принять, что половина среднего числа нулей случайного процесса напряжений в единицу времени равна средним значениям частоты колебаний поддрессоренных масс (3,1 Гц), с учётом диапазона  $\chi$  (0,20 - 0,98 при средней величине 0,58), получим, что среднее число полных циклов случайного процесса напряжений за единицу времени равно 2,62 1/сек.

Используя рассмотренный подход, оценку средней долговечности  $\bar{T}$  серийной конструкции рамы для наиболее опасного типичного режима нагружения проведем по формуле (9) при среднем коэффициенте вариации распределения амплитуд полных циклов  $V=0,75$ .

Расчет выполнен для зоны приварки первой опоры подвески к донжерону рамы, поскольку при эксплуатационных испытаниях в 1991 г. после 3200 ч. в этой зоне рамы отмечена развивающаяся поперечная трещина донжерона длиной 80 мм. При расчете средней долговечности использованы результаты исследований режимов работы гусеничных сельскохозяйственных тракторов и микропрофилей грунтовых дорог и полей, проведенных В.Г.Нейченко, В.В.Ереминим, Ю.А.Завьяловым.

В результате расчёта получена величина  $\bar{T} = 2900$  ч (расхождение с результатами испытаний 10%). Следует отметить, что предложенный метод оценки средней долговечности является приближенным в связи с тем, что он содержит большое число допущений. Необходимо дальнейшее накопление опыта расчетов по рассмотренной методике с данными экспериментов.

#### ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Разработан новый метод расчёта на прочность рам гусеничных сельскохозяйственных тракторов с многоопорной инди-

видуальной упругой подвеской на основе метода конечных элементов (МКЭ), многовариантного подхода к условиям нагружения и вычислительного эксперимента. На примере рамы трактора Т-250 показано, что применение упрощённой расчётной схемы приводит к расхождению расчётных и экспериментальных величин эквивалентных напряжений в лонжеронах на 61-74%. Следовательно, ряд допущений для этой схемы некорректен. Уточнённая расчётная схема рамы для МКЭ лучше отражает условия нагружения и характер взаимодействия рамы с опорными катками. Выявлено, что уровень напряжений в поперечных брусках существенно ниже, чем в лонжеронах. Расхождение величин эквивалентных напряжений при переезде неровностей находится в диапазоне 18-38% по сравнению с данными тензометрического исследования рамы в эксплуатационных условиях, что свидетельствует о практической приемлемости метода расчёта.

2. Установлено, что при переднем навесном орудии более нагружены зоны передней опоры подвески; при наличии заднего навесного орудия более нагружены зоны шестой опоры. Наибольшее нагружение рамы выявлено при переезде трактором неровностей и трёхточечной опоре на катки. При крутом повороте наибольшие величины напряжений отмечены около центра давления трактора (в зонах 3 и 5 опор).

3. Величины касательных напряжений незначительны, эквивалентные напряжения обуславливаются в основном нормальными напряжениями в элементах от изгиба и кручения рамы, имеющей лонжероны и поперечины замкнутого профиля. Уровень напряжений в раме при переезде неровностей является достаточно высоким и существенно превышает величину предела выносливости, что объясняет появление трещин усталости при эксплуатационных испытаниях.

4. В результате обобщения статистических закономерностей случайных процессов нагружения рам сельскохозяйственных тракторов отмечено: а) случайные процессы относятся к широкополосным; коэффициент нерегулярности находится в диапазоне 0,20-0,98, коэффициент вариации распределений амплитуд полных циклов напряжений - в пределах 0,30 - 1,2 со средними значениями 0,59 и 0,75 и среднеквадратичными значениями 0,13 и 0,15 соответственно; распределения этих коэффициентов не противоречат нормальному закону; б) частоты свободных и вынужденных колебаний напряжений в рамах гусеничных сельскохозяйственных тракторов при движении по неровностям грунтовых дорог и полей лежат в диапазоне 1,2-5 Гц со средним значе-

нием 3,1 Гц. При среднем значении коэффициента нерегулярности, средние числа экстремумов равно 2,82 1/с.

5. Предложен новый метод оценки на стадии проектирования долговечности рам гусеничных сельскохозяйственных тракторов на основе обобщения статистических закономерностей случайных процессов нагружения тракторов и использования результатов расчёта параметров напряжённого состояния рам МКЗ. Сопоставление расчётной и экспериментальной оценок средней долговечности рамы показало приемлемость рассмотренного метода.

6. Серийная конструкция рамы обладает недостаточной статической прочностью и усталостной долговечностью в зонах первой, третьей и пятой опор. Разработанные рекомендации по совершенствованию конструкции рамы позволяет снизить уровень нагруженности элементов рамы при переездах неровностей в наиболее опасных зонах на 28-65%. В результате расчёта показано, что усовершенствованная конструкция рамы обеспечит увеличение средней долговечности примерно в 3 раза.

Основное содержание диссертации опубликовано в работе:

1). Дмитриченко С.С., Ониетема И.А. Оценка напряжённого состояния рамы гусеничного сельскохозяйственного трактора на стадии проектирования. Тракторы и сельхозмашины (в печати).